



⑯ BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENT- UND
MARKENAMT

⑯ Übersetzung der
europäischen Patentschrift
⑯ EP 0814012 B1
⑯ DE 697 06 371 T2

⑯ Int. Cl. 7:
B 62 D 5/04
F 16 D 7/02

- ⑯ Deutsches Aktenzeichen: 697 06 371.2
⑯ Europäisches Aktenzeichen: 97 109 508.8
⑯ Europäischer Anmeldetag: 11. 6. 1997
⑯ Erstveröffentlichung durch das EPA: 29. 12. 1997
⑯ Veröffentlichungstag der Patenterteilung beim EPA: 29. 8. 2001
⑯ Veröffentlichungstag im Patentblatt: 7. 2. 2002

⑯ Unionspriorität:
18001896 19. 06. 1996 JP

⑯ Patentinhaber:
Koyo Seiko Co., Ltd., Osaka, JP

⑯ Vertreter:
Berendt und Kollegen, 81667 München

⑯ Benannte Vertragstaaten:
DE, FR, GB, IT

⑯ Erfinder:
Joshita, Kaname, Chuo-ku, Osaka 542, JP

⑯ Elektrische Hilfskraft-Lenkvorrichtung

Anmerkung: Innerhalb von neun Monaten nach der Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents kann jedermann beim Europäischen Patentamt gegen das erteilte europäische Patent Einspruch einlegen. Der Einspruch ist schriftlich einzureichen und zu begründen. Er gilt erst als eingelebt, wenn die Einspruchsgebühr entrichtet worden ist (Art. 99 (1) Europäisches Patentübereinkommen).

Die Übersetzung ist gemäß Artikel II § 3 Abs. 1 IntPatÜG 1991 vom Patentinhaber eingereicht worden. Sie wurde vom Deutschen Patent- und Markenamt inhaltlich nicht geprüft.

DE 697 06 371 T2

BERENDT, LEYH & HERING

IDPAT

Patentanwälte · European Patent Attorneys · Community Trade Mark Attorneys

Innere Wiener Straße 20
D-81667 München

Telefon: (089) 4484349
Facsimile/Fax: (089) 4484384
E-mail: H.Hering@IDPAT.DE

Dr. rer. nat. Dipl.-Chem. Thomas Berendt
Dr.-Ing. Hans Leyh
Dipl.-Ing. Hartmut Hering

EP 97 109 508.8-2306 / 0 814 012

KOYO SEIKO CO., Ltd.

NEM-21-EP/DE

Die Erfindung betrifft eine elektrische Servolenkvorrichtung der Bauart mit treibendem Rad und Zahnstange, bei der eine Lenkhilfskraft dadurch erzeugt wird, daß ein sich drehendes Element mittels eines Motors angetrieben wird, welches auf einer Zahnstange abrollt.

Die elektrische Servolenkvorrichtung eines Fahrzeugs, welche in US-A-4,415,054 angegeben ist, weist ein treibendes Rad auf, welches durch die Lenkbetätigung in Drehung versetzt wird, sowie eine Zahnstange, welche mit dem treibenden Rad zusammenarbeitet, ein sich drehendes Element, welches auf der Zahnstange abrollt, und einen Motor auf, welcher das sich drehende Element antreibt. Das Fahrzeug wird durch die Längsverschiebung der Zahnstange infolge der Drehbewegung des treibendes Rades gelenkt. Die Lenkhilfskraft wird längs der Längsrichtung der Zahnstange durch die Drehbewegung des drehbaren Elements erzeugt.

Üblicherweise wird die Drehbewegung des Abtriebselements des Motors auf das drehbare Element über eine Kerbverzahnung oder eine Keilverzahnung übertragen. Alternativ kann eine elektromagnetische Kupplung zwischen dem Antriebselement und dem drehbaren Element vorgesehen sein, um die Übertragung der Drehbewegung zu ermöglichen, wenn der Motor eingeschaltet ist.

Wenn das Ausgangselement mit dem drehbaren Element über eine Kerbverzahnung oder eine Keilverzahnung verbunden ist, tritt an der Verbindung ein Klappergeräusch auf. Hierdurch werden für den Fahrer hörbare Geräusche verursacht, und die Standzeit der Verbindung wird herabgesetzt.

Wenn eine elektromagnetische Kupplung zwischen dem Ausgangselement und dem drehbaren Element vorgesehen ist, ist die Konstruktion kompliziert und die Herstellungskosten werden größer. Auch verbindet die elektromagnetische Kupplung das Ausgangselement mit dem drehbaren Element, wenn der Motor eingeschaltet ist, und daher ist eine Lenkbetätigung unmöglich, und es lässt sich keine Sicherheitsfunktion bereitstellen, wenn der Motor im eingeschalteten Zustand blockiert ist.

Die Erfindung zielt darauf ab, eine elektrische Servolenkvorrichtung bereitzustellen, welche frei von den vorstehend beschriebenen Schwierigkeiten ist.

Nach der Erfindung wird eine elektrische Servolenkvorrichtung für ein Fahrzeug bereitgestellt, welche folgendes aufweist: Ein treibendes Rad, welches sich durch die Lenkbewegung dreht; eine Zahnstange, welche mit dem treibenden Rad zusammenarbeitet; ein drehbares Element, welches auf die Zahnstange geschraubt ist; und einen Motor, welcher das drehbare Element antreibt, wobei das Fahrzeug durch die Längsverschiebebewegung der Zahnstange infolge der Drehbewegung des treibenden Rades gelenkt wird,

die Lenkhilfskraft in der Längsrichtung der Zahnstange durch die Drehbewegung des drehbaren Elements erzeugt wird; und eine Drehmomentbegrenzungseinrichtung zwischen dem drehbaren Element und dem Ausgangselement des Motors vorgesehen ist.

Dank der Auslegung nach der Erfindung kann die Drehbewegung des Motors von dem Ausgangselement auf das drehbare Element über die Drehmomentbegrenzungseinrichtung übertragen werden, wodurch sich ein Klappern bei der Übertragung der Drehbewegung verhindern läßt. Auch wenn der Motor blockiert ist, können sich das Ausgangselement und das drehbare Element über die Drehmomentbegrenzungseinrichtung relativ zueinander drehen. Vorzugsweise hat die Drehmomentbegrenzungseinrichtung bei der erfindungsgemäßigen Auslegung ein Drehmomenteinstellelement, welches radial dadurch verformt wird, daß es zwischen dem drehbaren Element und dem Ausgangselement angeordnet ist, wobei eine Radialkraft entsprechend der radialen Verformung des Drehmomenteinstellelements auf das drehbare Element und das Ausgangselement ausgeübt wird, und die Drehmomentbegrenzung der Drehmomentbegrenzungseinrichtung der radialen Verformung des Drehmomenteinstellelements entspricht.

Es wird bei dieser Auslegung eine Radialkraft entsprechend der radialen Verformung des Drehmomenteinstellelements auf das Ausgangselement für das drehbare Element ausgeübt, und ein Reibungswiderstand zwischen dem Drehmomenteinstellelement und dem Ausgangselement und auch ein Reibungswiderstand zwischen dem Drehmomenteinstellelement und dem drehbaren Element werden erzeugt. Durch diese Reibungswiderstände kann ein Drehmoment zwischen dem Ausgangselement und dem drehbaren Element übertragen werden. Auch hängt die Drehmomentbegrenzung von einem der beiden Reibungswiderstände ab. Dies bedeutet, daß ein relativer Schlupf entweder zwischen dem Drehmomenteinstellelement und dem Ausgangs-

element, oder zwischen dem Drehmomenteinstellelement und dem drehbaren Element auftritt, und zwar davon abhängig, bei welchem der beiden ein geringerer Reibungswiderstand auftritt, wenn das Übertragungsdrehmoment zwischen dem Ausgangselement und dem drehbaren Element das Grenzdrehmoment überschreitet. Da das Ausgangselement und das drehbare Element durch eine Schlupfbewegung sich relativ zueinander drehen können, arbeitet die Drehmomentbegrenzungseinrichtung effektiv. Da die Drehmomentbegrenzungseinrichtung dadurch einfach ausgelegt werden kann, daß zusätzlich ein Drehmomenteinstellelement vorgesehen wird, lässt sich die Konstruktion vereinfachen, die Anzahl der Bauteile und die maschinellen Bearbeitungen hierfür lassen sich reduzieren und die Herstellungskosten werden herabgesetzt.

Alternativ ist die Auslegung derart getroffen, daß die Drehmomentbegrenzungseinrichtung ein Drehmomenteinstellelement hat, welches dadurch radial verformt ist, daß es zwischen dem drehbaren Element und dem Ausgangselement angeordnet ist; eine Radialkraft entsprechend der radialen Verformung des Drehmomenteinstellelements auf das drehbare Element und das Ausgangselement ausgeübt wird; das drehbare Element in das Ausgangselement gedrückt wird; und die Drehmomentbegrenzung der Drehmomentbegrenzungseinrichtung dem Gesamtwert aus einem ersten Reibungswiderstand, welcher der radialen Verformung des Drehmomenteinstellelements entspricht, und einem zweiten Reibungswiderstand entspricht, welcher der Preßsitzkraft entspricht, mit dem das drehbare Element in das Ausgangselement gedrückt wird.

Gemäß dieser Auslegung wird eine Radialkraft entsprechend der radialen Verformung des Drehmomenteinstellelements auf das Ausgangselement und das drehbare Moment ausgeübt, und ein Reibungswiderstand zwischen dem Drehmomenteinstellelement und dem Ausgangselement und ein Reibungs-

widerstand auch zwischen dem Drehmomenteinstellelement und dem drehbaren Element werden erzeugt. Der kleinere der beiden Reibungswiderstände ist der erste Reibungswiderstand. Wenn man das drehbare Element in das Ausgangselement drückt, wird ein zweiter Reibungswiderstand zwischen dem Ausgangselement und dem drehbaren Element erzeugt. Der erste Reibungswiderstand entspricht der radialen Verformung des Drehmomenteinstellelements. Der zweite Reibungswiderstand entspricht der Preßsitzkraft, mit der das drehbare Element in das Ausgangselement gedrückt wird. Durch die Gesamtsumme aus dem ersten Reibungswiderstand und dem zweiten Reibungswiderstand kann ein Drehmoment zwischen dem Ausgangselement und dem drehbaren Element übertragen werden. Das Drehmoment hängt von der Gesamtsumme aus erstem Reibungswiderstand und zweitem Reibungswiderstand ab. Somit tritt ein relativer Schlupf entweder zwischen dem Drehmomenteinstellelement und dem Ausgangselement oder zwischen dem Drehmomenteinstellelement und dem drehbaren Element auf, wobei der jeweils niedrigere Reibungswiderstand wirksam ist, wenn die Drehmomentübertragung zwischen dem Ausgangselement und dem drehbaren Element das Grenzdrehmoment überschreitet. Zugleich tritt ein relativer Schlupf zwischen dem Ausgangselement und dem drehbaren Element auf. Da das Ausgangselement und das drehbare Element durch diesen Schlupf sich relativ zueinander drehen, arbeitet die Drehmomentbegrenzungseinrichtung effektiv.

Da sich die Drehmomentbegrenzungseinrichtung konstruktiv einfach dadurch auslegen läßt, daß man zusätzlich ein Drehmomenteinstellelement vorsieht, läßt sich die Gesamtkonstruktion vereinfachen, die Anzahl der Einzelteile und die maschinellen Verarbeitungsvorgänge lassen sich reduzieren, und die Herstellungskosten vermindern. In diesem Fall kann das Drehmomenteinstellelement kompakter als bei dem Anwendungsfall ausgelegt werden, bei dem das Grenzdrehmoment nur nach Maßgabe des ersten Reibungswiderstandes

eingestellt wird, so daß sich die Vorrichtung insgesamt kompakter auslegen läßt.

In bevorzugter Weise ist der erste Reibungswiderstand größer als der zweite Reibungswiderstand. Durch diese Auslegung läßt sich die Preßsitzkraft, mit der das drehbare Element in das Ausgangselement gedrückt wird, grob einstellen, wenn das Grenzdrehmoment innerhalb eines Bereiches vorgegeben ist. Auf diese Weise läßt sich die Notwendigkeit ausschalten, die Präzision bei den radialen Abmessungen bei dem Ausgangselement und dem drehbaren Element zu steigern.

Das Drehmomenteinstellelement hat eine Charakteristik dahingehend, daß die radiale Kraft im Verhältnis zu der radialen Verformung größer wird, wenn die radiale Verformung kleiner als ein spezifischer Wert ist, und das Zunahmeverhältnis der Radialkraft zu der radialen Verformung zu dem Zeitpunkt, wenn die radiale Verformung größer als der spezifische Wert ist, kleiner als zu dem Zeitpunkt wird, wenn die radiale Verformung unterhalb des spezifischen Werts liegt; und die radiale Verformung des Drehmomenteinstellelements auf einen Wert in einem Bereich eingestellt ist, in welchem die radiale Verformung den spezifischen Wert überschreitet.

Durch diese Auslegung ist das Zunahmeverhältnis von Radialkraft zu radialer Verformung des Drehmomenteinstellelements kleiner als zu dem Zeitpunkt, wenn die Radialkraft proportional zur radialen Verformung größer wird. Somit läßt sich die Veränderung der Radialkraft selbst dann herabsetzen, wenn die radiale Verformung des Drehmomenteinstellelements sich aufgrund von Auslegungstoleranzen verändert, welche auf maschinelle Bearbeitungstoleranzen bei den Durchmesserabmessungen des Ausgangselements und des drehbaren Elements zurückzuführen sind. Hierdurch wird es einfach, das Grenzdrehmoment vorzugeben, welches von der radialen Verformung in-

nerhalb eines gewünschten vorgegebenen Bereiches abhängig ist, so daß sich das Vorsehen einer Grenzdrehmoment-Einstelleinrichtung vermeiden läßt, sich der Arbeitsaufwand zur Einstellung des Grenzdrehmoments einsparen läßt, und die Auslegung dadurch vereinfacht ist, daß sich die Anzahl der Bauteile reduzieren läßt.

Bei der elektrischen Servolenkvorrichtung nach der Erfindung ist es möglich, für den Fahrer hörbare Geräuschentwicklungen zu verhindern sowie auch ein Herabsetzen der Standzeit zu verhindern. Zusätzlich wird eine Sicherheitsfunktion für die Fälle sichergestellt, bei denen der Motor blockiert ist. Ferner ist die Gesamtauslegung vereinfacht und die Herstellungskosten lassen sich reduzieren.

KURZBESCHREIBUNG DER ZEICHNUNGEN

- Fig. 1 ist eine Schnittansicht einer elektrischen Servolenkvorrichtung gemäß einer ersten bevorzugten Ausführungsform nach der Erfindung.
- Fig. 2 ist eine Schnittansicht von Figur 1 längs der Linie II-II.
- Fig. 3 ist eine Schnittansicht von Figur 2 längs der Linie III-III.
- Fig. 4 ist ein Diagramm zur Verdeutlichung einer Schaltung für einen Drehmomentsensor der elektrischen Servolenkungsvorrichtung gemäß der ersten bevorzugten Ausführungsform nach der Erfindung.

- Fig. 5 ist eine Schnittansicht des Hauptteils der elektrischen Servolenkvorrichtung gemäß der ersten bevorzugten Ausführungsform nach der Erfindung.
- Fig. 6 ist eine vergrößerte Schnittansicht des Hauptteils der elektrischen Servolenkvorrichtung gemäß der ersten bevorzugten Ausführungsform nach der Erfindung.
- Fig. 7(1) ist eine Schnittansicht des Drehmomenteinstellelements gemäß den bevorzugten Ausführungsformen nach der Erfindung; Fig. 7(2) ist eine Vorderansicht des Drehmomenteinstellelements bei den bevorzugten Ausführungsformen nach der Erfindung.
- Fig. 8 ist ein Diagramm zur Verdeutlichung des Zusammenhangs zwischen der radialen Verformung des Drehmomenteinstellelements und der Radialkraft bei den bevorzugten Ausführungsformen nach der Erfindung.
- Fig. 9 ist eine Schnittansicht eines Hauptteils der elektrischen Servolenkvorrichtung gemäß einer zweiten bevorzugten Ausführungsform nach der Erfindung.

Nachstehend wird eine erste bevorzugte Ausführungsform nach der Erfindung unter Bezugnahme auf die Figuren 1 bis 8 erläutert.

Die elektrische Servolenkvorrichtung 1 der Bauart mit treibendem Rad und Zahnstange nach den Figuren 1 und 2 weist eine Drehmomentübertragungswelle 3 auf, welche durch Betätigung des Lenkrads (nicht gezeigt) in Drehung versetzt wird. Ein treibendes Rad 3a ist an einem Ende der Lenkmo-

mentübertragungswelle 3 ausgebildet, und eine Zahnstange 4 arbeitet mit dem treibenden Rad 3a zusammen. Die jeweiligen Enden der Zahnstange 4 sind mit den Fahrzeugrädern (nicht gezeigt) verbunden. Durch die Drehbewegung des treibenden Rades 3a infolge der Lenkbetätigung wird die Zahnstange 4 längs der Breitenrichtung des Fahrzeugs verschoben. Durch diese Verschiebung der Zahnstange 4 wird das Fahrzeug gelenkt.

Zur Bereitstellung einer Lenkhilfskraft entsprechend dem Drehmoment, welches durch die Lenkelementübertragungswelle 3 übertragen wird, sind ein Drehmomentsensor 7 zum Detektieren des Lenkmoments, ein Motor 8, welcher nach Maßgabe des detektierten Lenkmoments angetrieben wird, und eine Spindelinrichtung 10 zur Übertragung des Drehmoments von dem Motor 8 auf die Zahnstange 4 vorgesehen.

Die Lenkmomentübertragungswelle 3 ist mittels eines Gehäuses 120 des Drehmomentsensors 7 und eines Gehäuses 30 für das treibende Rad gelagert, welches das treibende Rad 3a durch Lager 26, 27 und 28 überträgt. In dem Gehäuseteil 21 und 30 ist die Lenkmomentübertragungswelle 3 in einen ersten Wellenabschnitt 3b, welcher angrenzend an das Lenkrad angeordnet ist, und einen zweiten Wellenabschnitt 3c unterteilt, welcher passend mit dem Außenumfang des ersten Wellenabschnitts 3b mittels einer Buchse 25 verbunden ist, so daß dieser relativ zu dem ersten Wellenabschnitt 3a drehbar ist. Das treibende Rad 3a ist um den zweiten Wellenabschnitt 3c ausgebildet. Ein Torsionsstab 23 ist in die Wellenabschnitte 3a und 3c als ein elastisches Element längs der Mittelachse der Wellenabschnitte 3b und 3c eingesetzt. Ein Ende des Torsionsstabs 23 ist mit dem ersten Wellenabschnitt 3b über einen Bolzen 22 verbunden, und das andere Ende ist mit dem zweiten Wellenabschnitt 3c über einen Bolzen 24 verbunden. Durch diese Auslegung sind der erste Wellenabschnitt 3b und der zweiten Wellen-

abschnitt 3c elastisch relativ zueinander nach Maßgabe des Lenkmoments drehbar.

Wie in Figur 3 dargestellt ist, bilden ein Teil des Außenumfangs des ersten Wellenabschnitts 3b und ein Teil des Innenumfangs des zweiten Wellenabschnitts 3c nicht kreisförmige Teile 3b' und 3c', welche einander zugewandt sind. Da der nicht kreisförmige Abschnitt 3b' des ersten Wellenabschnitts 3b und der nicht kreisförmige Abschnitt 3c' des zweiten Wellenabschnitts 3c miteinander in Kontakt kommen können, wird die relative Verdrehbewegung der beiden Wellenabschnitte 3b und 3c innerhalb eines vorgegebenen Bereiches begrenzt. Hierdurch wird ein Brechen des Torsionsstabs 23 verhindert, wenn ein zu großes Drehmoment auf die Wellen 3 einwirkt.

Der Drehmomentsensor 7 hat eine erste Detektionsspule 33, welche durch das Gehäuse 21 gehalten ist, eine zweite Detektionsspule 34, welche von dem Gehäuse 21 gehalten ist, einen ersten Detektionsring 36, welcher aus einem magnetischen Material hergestellt und an dem Außenumfang des ersten Wellenabschnitts 3b befestigt ist, und einen zweiten Detektionsring 37, welcher aus einem magnetischen Material hergestellt und an dem Außenumfang des zweiten Wellenabschnitts 3c befestigt ist. Eine Fläche des ersten Detektionsrings 36 und eine Fläche des zweiten Detektionsrings 37 sind derart ausgelegt, daß sie einander gegenüberliegen. Auf den wechselseitig gegenüberliegenden Flächen der Detektionsringe 36 und 37 ist eine Mehrzahl von Zähnen 36a und 37a entlang der Umfangsrichtung vorgesehen. Beim ersten Detektionsring 36 hat der Außenumfang in der Nähe der anderen Fläche ein durchmesserkleineren Abschnitt 36b, dessen Außendurchmesser kleiner als jener des Außenumfangs in der Nähe zu dieser einen Fläche ist. Die erste Detektionsspule 33 ist derart angeordnet, daß sie einen Spalt zwischen dem ersten Detektionsring 36 und dem zweiten Detektions-

ring 37 umgibt. Die zweite Detektionsspule 34 ist derart angeordnet, daß sie den ersten Detektionsring 36 umgibt. Jede Detektionsspule 33 und 34 ist über Leitungen mit einer gedruckten Schaltungsplatte 41 verbunden, die an dem Gehäuse 21 angebracht ist.

Die gedruckte Schaltungsplatte 41 hat eine Signalverarbeitungsschaltung, welche schematisch in Figur 4 verdeutlicht ist. Genauer gesagt ist die erste Detektionsspule 33 mit einem Oszillator 46 über einen Widerstand 45 verbunden, die zweite Detektionsspule 34 ist mit dem Oszillator 46 über einen Widerstand 47 verbunden, und jede der Detektionsspulen 33 und 34 ist mit einem Differentialverstärker 48 verbunden. Wenn bei dieser Auslegung der Torsionsstab 23 durch das übertragende Drehmoment torquiert wird, drehen sich der erste Detektionsring 38 und der zweite Detektionsring 37 relativ zueinander. Diese relative Drehbewegung bewirkt, daß die zugewandten Bereiche der Zähne 36a und 37a der Detektionsringe 36 und 37 sich ändern. Diese Änderung der Bereiche bewirkt, daß die magnetische Reluktanz bezüglich des Magnetflusses, der durch die erste Detektionsspule 33 in dem Spalt zwischen den Zähnen 36a und 37a erzeugt wird, sich ändert. Da sich der Ausgang der ersten Detektionsspule 33 nach Maßgabe der Änderung der magnetischen Reluktanz ändert, wird das dem Ausgang entsprechende Übertragungsdruckmoment erfaßt. Die zweite Detektionsspule 34 ist dem durchmesserkleineren Abschnitt 36b des ersten Detektionsrings 36 zugewandt. Der Außendurchmesser des durchmesserkleineren Abschnitts 36b ist dahingehend bestimmt, daß die magnetische Reluktanz bezüglich des Magnetflusses, welcher durch die zweite Detektionsspule 34 erzeugt wird, und die magnetische Reluktanz bezüglich des Magnetflusses, welcher durch die Detektionsspule 33 erzeugt wird, zueinander ausgeglichen werden, wenn kein Lenkwiderstand vorhanden ist. Auf diese Weise werden Schwankungen am Ausgang der ersten Detektionsspule 33 infolge einer Temperaturveränderung durch den Differentialverstärker 48 abgeglichen, da sie mit

Schwankungen des Ausgangs der zweiten Detektionsspule 34 infolge von Temperaturänderungen ausgeglichen werden. Somit werden Schwankungen des Detektionswertes für das übertragene Drehmoment infolge von Temperaturänderungen kompensiert. Nach Maßgabe dieser Signale unter Zuordnung zu dem übertragenen Drehmoment, welche von dem Differenzialverstärker 48 abgegeben werden, wird der Motor 8 angetrieben.

Der Motor 8 ist derart vorgesehen, daß er die Zahnstange 4 abdeckt, welche von dem das treibende Rad aufnehmenden Gehäuse 30 vorsteht. Somit hat der Motor 8 ein Motorgehäuse 8a, welches an dem Gehäuse 30 für das treibende Rad angebracht ist, einen Stator 8b, welcher fest an dem Motorgehäuse 8a vorgesehen ist, einen zylindrischen Rotor (Ausgangselement) 8e, welcher im Motorgehäuse 8a mit Hilfe von Lagern 8c und 8d derart gelagert ist, daß er drehbar ist, und einen Magneten 8f, welcher an dem Rotor 8e befestigt ist. Der Rotor 8e umgibt die Zahnstange 4.

Wie in Figur 5 gezeigt ist, hat der Spindelmechanismus 10 zur Übertragung des Drehmoments des Motors 8 auf die Zahnstange 4 eine Kugelspindelwelle 61, welche monolythisch auf dem Außenumfang der Zahnstange 4 ausgebildet ist, und eine Kugelmutter (drehbares Element) 63, welche auf die Kugelspindelwelle 61 mittels einer Kugel 62 zur Ausführung einer Schneckenbewegung läuft. Ein Ende der Kugelmutter 63 bildet einen inneren Ring 65a eines Kugellagers 65 und ist mit Hilfe einer zylindrischen Zahnstangenabdeckung 66 über das Kugellager 65 gelagert. Die Zahnstangenabdeckung 66 ist an dem Motorgehäuse 8a mit Hilfe einer Schraube 67 angebracht. Eine Drehmomentbegrenzungseinrichtung 50 ist zwischen dem anderen Ende der Kugelmutter 63 und dem Rotor 8e vorgesehen. Durch diese Auslegung wird eine Lenkhilfskraft längs der Längsrichtung der Zahnstange 4 dadurch erzeugt, daß die Kugelmutter 63 durch den Motor 8 angetrieben wird.

Wie in Figur 6 gezeigt ist, hat die Drehmomentbegrenzungseinrichtung 50 ein Drehmomenteinstellelement 51. Das Drehmomenteinstellelement 51 wird radial dadurch verformt, daß es sandwichartig zwischen dem Außenumfang des anderen Endes der Kugelmutter 63 und dem Innenumfang eines Endes des Rotors 8e angeordnet ist. Der Durchmesser D1 des Außenumfangs des anderen Endes der Kugelmutter 63 ist nicht größer als der Durchmesser D2 des Innenumfangs des einen Endes des Rotors 8e, und das Drehmomenteinstellelement 51 ist passend in eine Umfangsausnehmung 63a eingelegt, welche auf dem Außenumfang des anderen Endes der Kugelmutter 63 ausgebildet ist. Wie in den Figuren 7(1) und 7(2) gezeigt ist, weist das Drehmomenteinstellelement 51 einen metallischen Ringkörper 51b auf, welcher einen Teilungsschlitz 51a und eine Mehrzahl von halbzylindrischen Vorsprüngen 51c hat, welche monolythisch an dem Ringkörper 51b ausgebildet sind. Die Vorsprünge 51c sind längs der Umfangsrichtung in regelmäßigen Intervallen angeordnet, und sie stehen radial von dem Ringkörper 51b nach außen vor. Eine Radialkraft, welche der radialen Verformung der Vorsprünge 51c entspricht, wird auf die Kugelmutter 63 und den Rotor 8e ausgeübt. Als Drehmomenteinstellelement 51 kann beispielsweise ein Toleranzring eingesetzt werden, welcher von der Firma Rencol Tolerance Rings Company hergestellt wird und die Typenbezeichnung SV hat.

Figur 8 zeigt den Zusammenhang zwischen der radialen Verformung und der Radialkraft beim Drehmomenteinstellelement 51. Wenn die radiale Verformung kleiner als ein spezifischer Wert δ_a ist, wird die Radialkraft im Verhältnis zu der radialen Verformung größer. Wenn die radiale Verformung den spezifischen Wert δ_a überschreitet, d.h. in einem Bereich A in der Zeichnung, wird das Zunahmeverhältnis der Radialkraft relativ zur radialen Verformung kleiner, als wenn die radiale Verformung kleiner als der spezifische Wert δ_a ist. Die radiale Verformung des Drehmomenteinstellelements 51 wird

auf einen Wert δb im Bereich A eingestellt, in welchem die radiale Verformung größer als der spezifische Wert δa ist.

Aufgrund der vorbeschriebenen Auslegungsformen wird eine Radialkraft, die der radialen Verformung des Drehmomenteinstellelements 51 entspricht, auf die Kugelmutter 63 und den Rotor 8e ausgeübt. Somit kann das Drehmoment zwischen der Kugelmutter 3 und dem Rotor 8e durch einen Reibungswiderstand zwischen dem Drehmomenteinstellelement 51 und der Kugelmutter 63 und durch einen Reibungswiderstand zwischen dem Drehmomenteinstellelement 51 und dem Rotor 8e übertragen werden. Auch hängt das Grenzdrehmoment vom Reibungswiderstand ab. Bei dieser bevorzugten Ausführungsform ist der Reibungswiderstand zwischen dem Drehmomenteinstellelement 51 und der Kugelmutter 63 kleiner als der Reibungswiderstand zwischen dem Drehmomenteinstellelement 51 und dem Rotor 8e. Wenn das Drehmomenteinstellelement 51 und die Kugelmutter 63 beginnen, sich relativ zueinander gemäß einer Schlupfbewegung zu bewegen, ist das Übertragungsmoment gleich dem Grenzdrehmoment der Drehmomentbegrenzungseinrichtung 50. Das Grenzdrehmoment lässt sich experimentell bestimmen.

Da bei der vorstehend beschriebenen Servolenkvorrichtung 1 die Drehbewegung des Motors 8 von dem Rotor 8e auf die Kugelmutter 63 durch die Drehmomentbegrenzungseinrichtung 50 übertragen werden kann, lassen sich ein Klappern bei der Übertragung der Drehbewegung, eine Geräuschentwicklung für den Fahrer und eine Herabsetzung der Standzeit verhindern. Selbst wenn der Motor 8 blockiert ist, ist eine Sicherheitsfunktion sichergestellt, da der Rotor 8e und die Kugelmutter 63 sich relativ über die Drehmomentbegrenzungseinrichtung 50 drehen können und somit ein Lenkbetrieb nicht unmöglich wird. Da die Drehmomentbegrenzungseinrichtung 50 einfach dadurch ausgelegt werden kann, daß zusätzlich ein Drehmomenteinstellelement 51 vorgesehen wird, lässt sich die Konstruktion vereinfachen, die

Anzahl der Bauteile und die maschinellen Bearbeitungsvorgänge lassen sich reduzieren und hierdurch vermindern sich auch die Herstellungskosten. Auch ist das Zunahmeverhältnis bei der Radialkraft zu der radialen Verformung des Drehmomenteinstellelements 51 kleiner als in dem Fall, wenn die Radialkraft im Verhältnis zu der radialen Verformung größer wird. Somit lässt sich die Veränderung der Radialkraft selbst dann herabsetzen, wenn die radiale Verformung des Drehmomenteinstellelements 51 aufgrund von Verarbeitungstoleranzen bei den Durchmesserabmessungen des Rotors 8e und der Kugelmutter 63 von den Auslegungswerten abweicht. Das Grenzdrehmoment, welches von der Radialkraft abhängig ist, lässt sich daher genau innerhalb eines gewünschten Vorgabebereiches einstellen. Auf diese Weise lässt sich ein Drehmomenteinstellmechanismus vermeiden, der Arbeitsaufwand zur Einstellung des Grenzdrehmoments lässt sich einsparen, und die Auslegung wird dadurch vereinfacht, daß die Anzahl der Teile kleiner ist.

Figur 9 verdeutlicht eine zweite bevorzugte Ausführungsform nach der Erfindung, wobei gleiche oder ähnliche Teile wie bei der ersten bevorzugten Ausführungsform mit denselben Bezugszeichen versehen sind. Die zweite bevorzugte Ausführungsform unterscheidet sich von der ersten bevorzugten Ausführungsform im wesentlichen dadurch, daß der Außenumfang 63' des anderen Endes der Kugelmutter 63 gegen den Innenumfang 8e' des einen Endes des Rotors 8e an der Außenseite der beiden Enden des Drehmomenteinstellelements 51 dadurch gedrückt wird, daß die Kugelmutter 63 in den Rotor 8e gedrückt wird. Das Preßsitzteil bildet eine Drehmomentbegrenzungseinrichtung 50' zusammen mit dem Drehmomenteinstellelement 51. Das Grenzdrehmoment der Drehmomentbegrenzungseinrichtung 50' entspricht der Gesamtsumme aus dem ersten Reibungswiderstand, welcher der radialen Verformung des Drehmomenteinstellelements 51 entspricht, und dem zweiten Reibungswiderstand, welcher der Kraft entspricht, mit der die Kugelmutter 63 in den Rotor 8e gedrückt wird. Somit wird durch Ausüben

einer Radialkraft entsprechend der radialen Verformung des Drehmomenteinstellelements 51 auf die Kugelmutter 63 und den Rotor 8e ein Reibungswiderstand zwischen dem Drehmomenteinstellelement 51 und der Kugelmutter 63, und auch ein Reibungswiderstand zwischen dem Drehmomenteinstellelement 51 und dem Rotor 8e erzeugt. Der kleinere der beiden Reibungswiderstände ist der erste Reibungswiderstand. Wenn die Kugelmutter 63 in den Rotor 8e drückt, wird ein zweiter Reibungswiderstand zwischen der Kugelmutter 63 und dem Rotor 8e erzeugt. Der erste Reibungswiderstand ist größer als der zweite Reibungswiderstand. Alle weiteren Einzelheiten stimmen im wesentlichen mit denen der ersten bevorzugten Ausführungsform überein.

Bei der zweiten bevorzugten Ausführungsform kann ein Drehmoment zwischen der Kugelmutter 63 und dem Rotor 8e durch die Gesamtsumme aus dem ersten Reibungswiderstand entsprechend der radialen Verformung des Drehmomenteinstellelements 51 und dem zweiten Reibungswiderstand entsprechend der Kraft übertragen werden, mit der die Kugelmutter 63 in den Rotor 8e gedrückt wird. Das Grenzdrehmoment hängt von der Gesamtsumme aus dem ersten Reibungswiderstand und dem zweiten Reibungswiderstand ab. Bei der zweiten bevorzugten Ausführungsform ist der Reibungswiderstand zwischen dem Drehmomenteinstellelement 51 und der Kugelmutter 63 kleiner als der Reibungswiderstand zwischen dem Drehmomenteinstellelement 51 und dem Rotor 8e. Wenn das Drehmomenteinstellelement 51 und die Kugelmutter 63 beginnen, relativ zueinander zu schlupfen, und auch die Kugelmutter 63 und der Rotor 8e beginnen, relativ zueinander eine Schlupfbewegung auszuführen, ist das Übertragungsdrehmoment gleich dem Grenzdrehmoment der Drehmomentbegrenzungseinrichtung 51'. Das Grenzdrehmoment lässt sich experimentell bestimmen. Wenn bei dieser Auslegung das Übertragungsdrehmoment zwischen dem Rotor 8e und der Kugelmutter 63 größer als das Grenzdrehmoment der Drehmomentbegrenzungseinrich-

tung 50' ist, schlupfen das Drehmomenteinstellelement 51 und die Kugelmutter 63 relativ zueinander, und die Kugelmutter 63 und der Rotor 8e schlupfen ebenfalls relativ zueinander. Durch diese Schlupferscheinungen können sich die Kugelmutter 63 und der Rotor 8e relativ zueinander verdrehen.

Bei der zweiten bevorzugten Ausführungsform nach der Erfindung lassen sich dieselben Effekte wie bei der ersten bevorzugten Ausführungsform erzielen. Das Grenzdrehmoment läßt sich jedoch nach Maßgabe der Gesamtsumme aus dem ersten Reibungswiderstand entsprechend der radialen Verformung des Drehmomenteinstellelements 51 und dem zweiten Reibungswiderstand entsprechend der Preßsitzkraft einstellen, mit der die Kugelmutter 63 in den Rotor 8e gedrückt wird. Daher kann bei dieser Ausführungsform das Drehmomenteinstellelement 51 kompakter als bei dem Fall ausgelegt werden, bei dem das Grenzdrehmoment nur nach Maßgabe des ersten Reibungswiderstandes eingestellt wird, so daß sich die Vorrichtung insgesamt kompakter auslegen läßt. Auch läßt sich die Preßsitzkraft auf grobere Weise vorgeben, wenn das Grenzdrehmoment innerhalb eines gewünschten Einstellbereiches voreinzustellen ist, und zwar im Vergleich zu dem Fall, wenn das Grenzdrehmoment nach Maßgabe lediglich der Preßsitzkraft einzustellen ist. Auf diese Weise lassen sich höhere Anforderungen an die Präzision des Außenumfangs der Kugelmutter 63 und des Innenumfangs des Rotor 8e an dem Preßsitzteil vermeiden. Auch läßt sich die Preßsitzkraft auf grobere Weise dadurch einstellen, daß man den ersten Reibungswiderstand größer als den zweiten Reibungswiderstand wählt, wodurch es einfacher wird, das Grenzdrehmoment innerhalb eines gewünschten Vorgabebereiches einzustellen.

Die Erfindung ist nicht auf die vorstehend beschriebenen bevorzugten Ausführungsformen beschränkt. Beispielsweise ist das drehbare Element, welches auf die Zahnstange geschraubt ist, nicht auf eine Kugelmutter be-

16.08.01

- 18 -

schränkt, sondern es kann sich um eine beliebige Mutter handeln, welche auf eine trapezförmige Schraube geschraubt ist, welche auf dem Außenumfang der Zahnstange ausgebildet ist. Auch ist das Drehmomenteinstellelement nicht auf einen Toleranzring beschränkt, sondern es kann sich um irgendein Element handeln, vorausgesetzt, daß es eine Radialkraft entsprechend der radialen Verformung auf das drehbare Element und das Ausgangselement ausübt.

EP 97 109 508.8-2306 / 0 814 012
KOYO SEIKO CO., Ltd.

16. Mai 2001/bm
NEM-21-EP/DE

Patentansprüche

1. Elektrische Servolenkvorrichtung für ein Fahrzeug, welche folgendes aufweist:
 - ein treibendes Rad (3a), welches sich durch die Lenkbewegung dreht;
 - eine Zahnstange (4), welche mit dem treibenden Rad (3a) zusammenarbeitet;
 - ein drehbares Element (63), welches auf die Zahnstange (4) geschraubt ist; und
 - einen Motor (8), welcher das drehbare Element (63) antreibt, wobei das Fahrzeug durch die Längsverschiebebewegung der Zahnstange (4) infolge der Drehbewegung des treibenden Rades (3a) gelenkt wird, die Lenkhilfskraft in der Längsrichtung der Zahnstange (4) durch die Drehbewegung des drehbaren Elements (63) erzeugt wird; und eine Drehmomentbegrenzungseinrichtung (50, 50') zwischen dem drehbaren Element (63) und dem Ausgangselement (8e) des Motors (8) vorgesehen ist.
2. Elektrische Servolenkvorrichtung nach Anspruch 1, bei der die Drehmomentbegrenzungseinrichtung (50) ein Drehmomenteinstellelement (51) hat, welches dadurch radial verformt ist, daß es zwischen dem drehbaren Element (63) und dem Ausgangselement (8e) angeordnet ist;

eine Radialkraft entsprechend der radialen Verformung des Drehmomenteinstellelements (51) auf das drehbare Element (63) und das Ausgangselement (8e) ausgeübt wird; und

die Drehmomentbegrenzung der Drehmomentbegrenzungseinrichtung (50) der radialen Verformung des Drehmomenteinstellelements (51) entspricht.

3. Elektrische Servolenkvorrichtung nach Anspruch 1, bei der die Drehmomentbegrenzungseinrichtung (50') ein Drehmomenteinstellelement (51) hat, welches dadurch radial verformt ist, daß es zwischen dem drehbaren Element (63) und dem Ausgangselement (8e) angeordnet ist;

eine Radialkraft entsprechend der radialen Verformung des Drehmomenteinstellelements (51) auf das drehbare Element (63) und das Ausgangselement (8e) ausgeübt wird;

das drehbare Element (63) in das Ausgangselement (8e) gedrückt wird; und

die Drehmomentbegrenzung der Drehmomentbegrenzungseinrichtung (50') dem Gesamtwert aus einem ersten Reibungswiderstand, welcher der radialen Verformung des Drehmomenteinstellelements (51) entspricht, und einem zweiten Reibungswiderstand entspricht, welcher der Preßsitzkraft entspricht, mit dem das drehbare Element (63) in das Ausgangselement (8e) gedrückt wird.

4. Elektrische Servolenkvorrichtung nach Anspruch 3, bei der der erste Reibungswiderstand größer als der zweite Reibungswiderstand ist.

5. Elektrische Servolenkvorrichtung nach Anspruch 2, 3 oder 4, bei der das Drehmomenteinstellelement (51) eine Charakteristik dahingehend hat, daß die radiale Kraft im Verhältnis zu der radialen Verformung

größer wird, wenn die radiale Verformung kleiner als ein spezifischer Wert ist, und das Zunahmeverhältnis der Radialkraft zu der radialen Verformung zu dem Zeitpunkt, wenn die radiale Verformung größer als der spezifische Wert ist, kleiner als zu dem Zeitpunkt wird, wenn die radiale Verformung unterhalb des spezifischen Werts liegt; und die radiale Verformung des Drehmomenteinstellelements (51) auf einen Wert in einem Bereich eingestellt ist, in welchem die radiale Verformung den spezifischen Wert überschreitet.

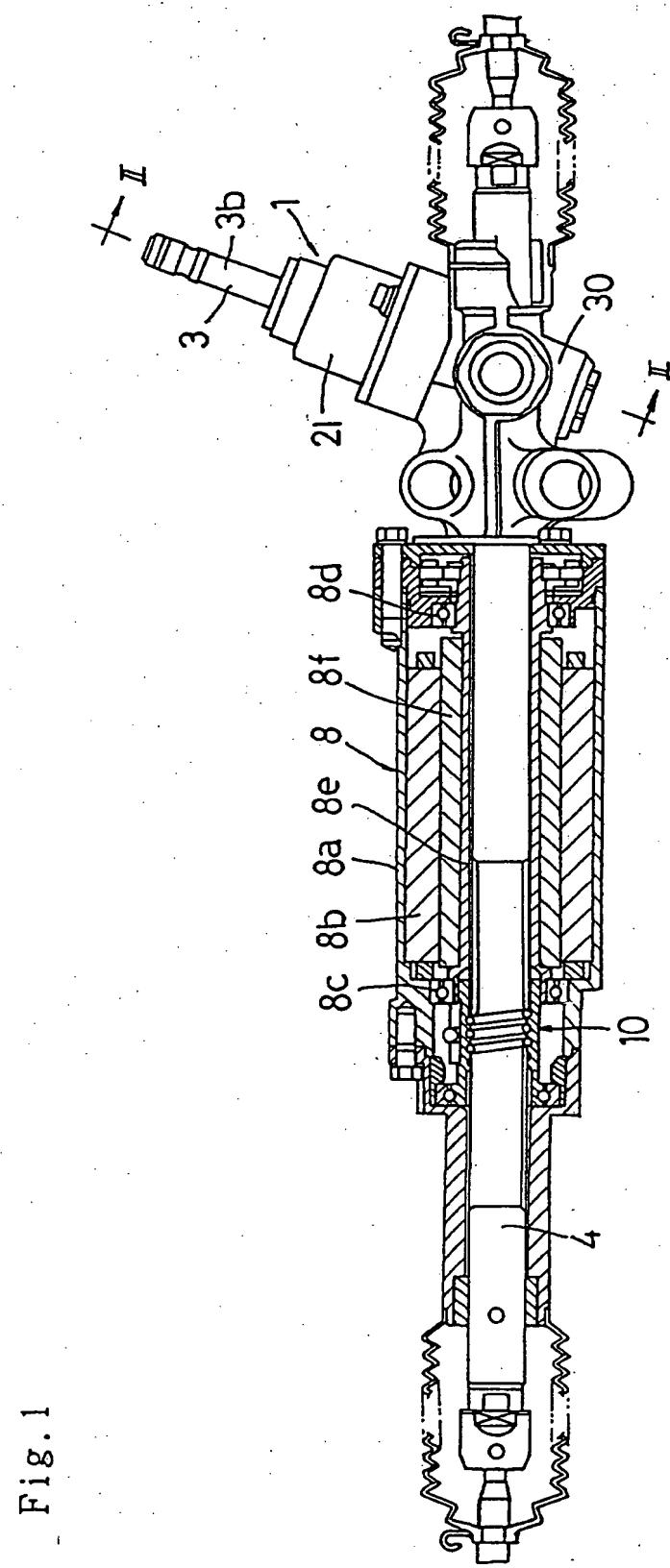
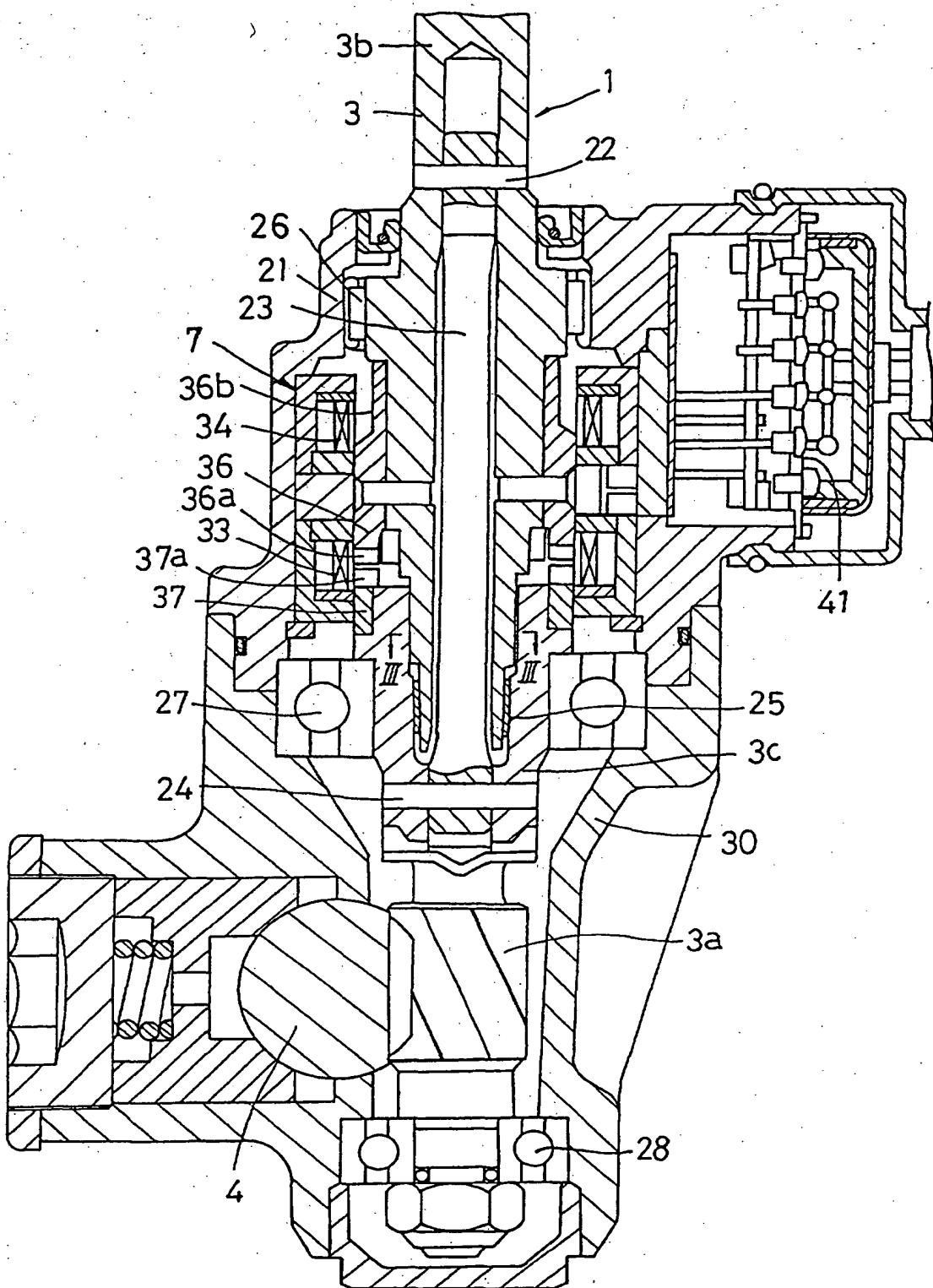


Fig. 1

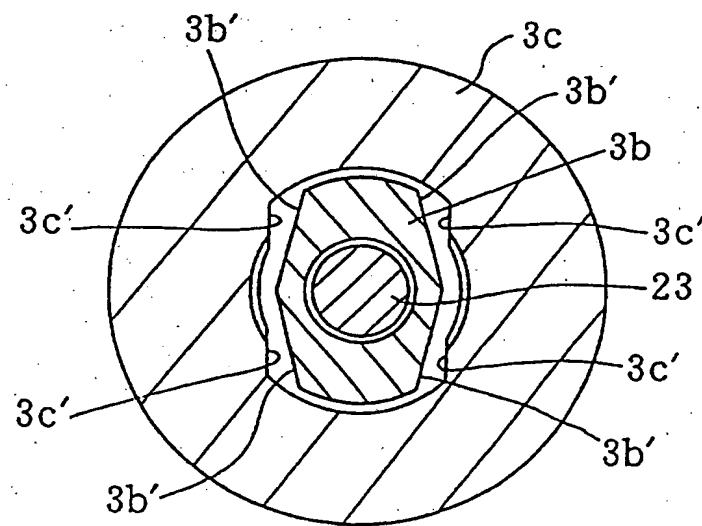
16.05.01

Fig. 2



16-05-01

Fig. 3



3,085,011

Fig. 4

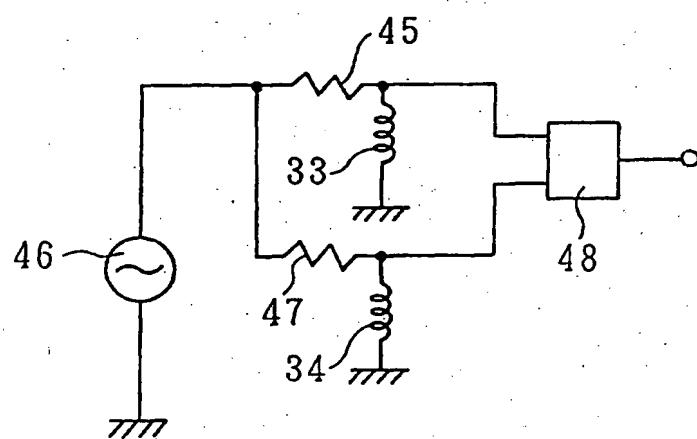
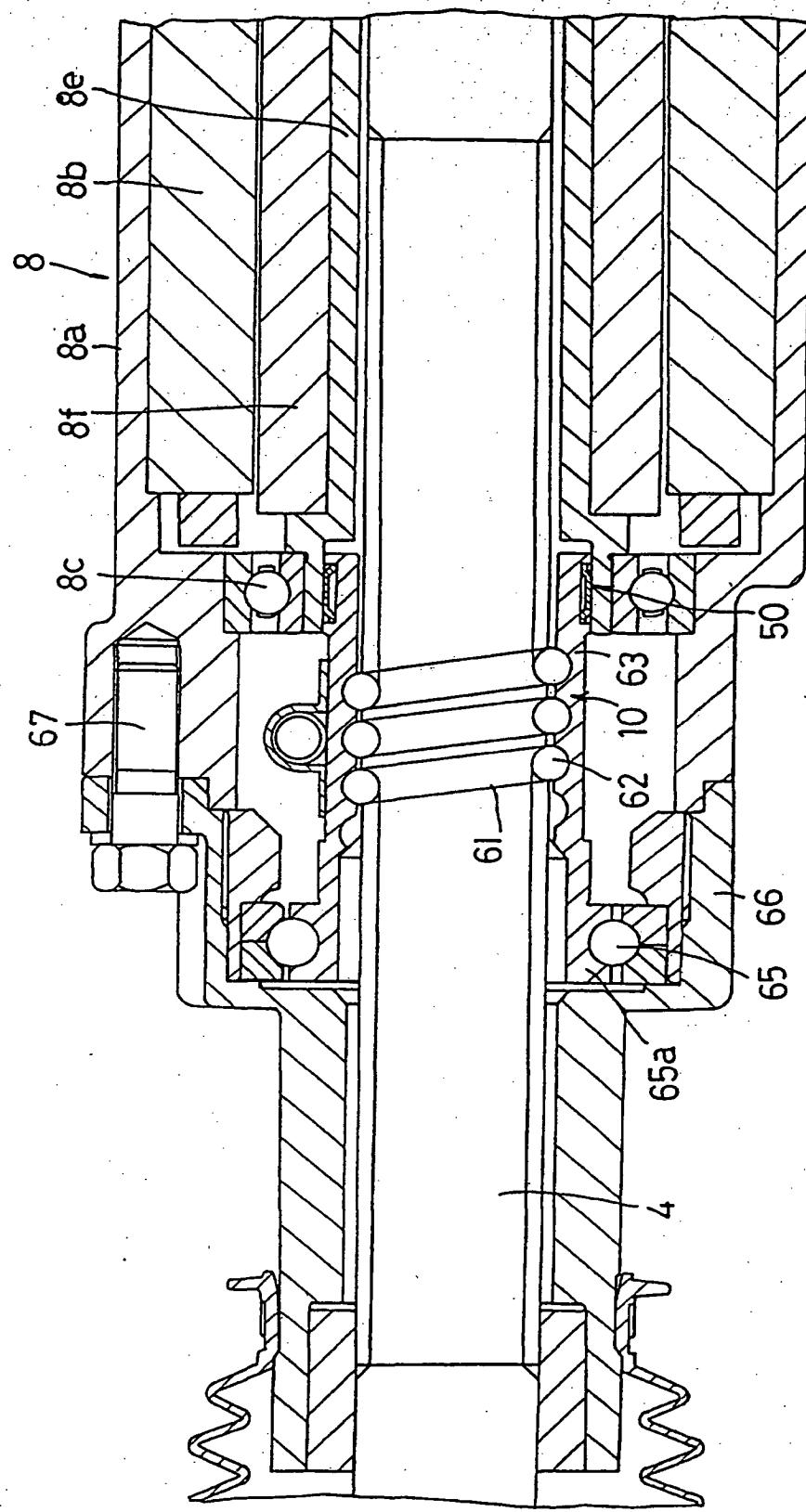
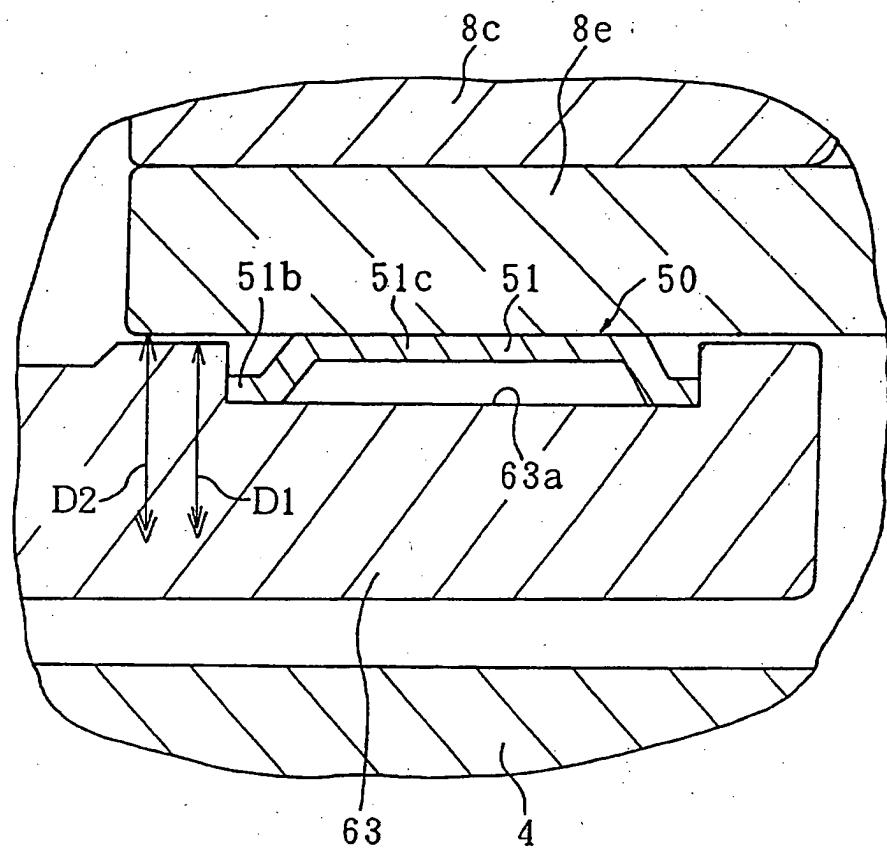


Fig. 5



18-08-01

Fig. 6



16-08-01

Fig. 7 (1)

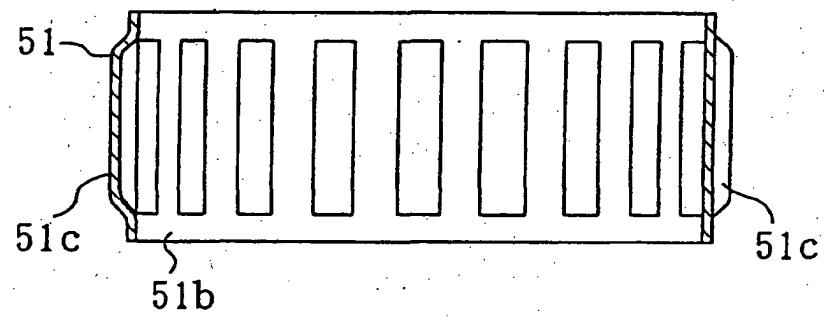


Fig. 7 (2)

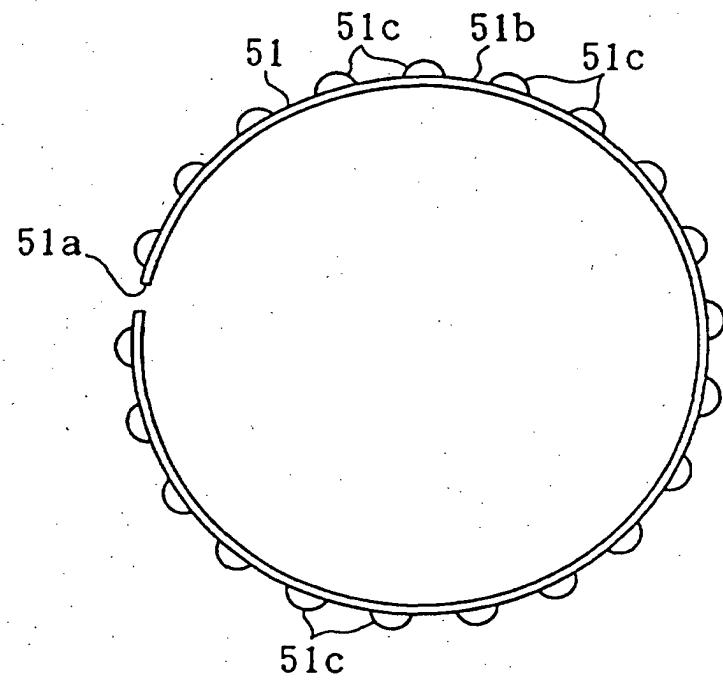
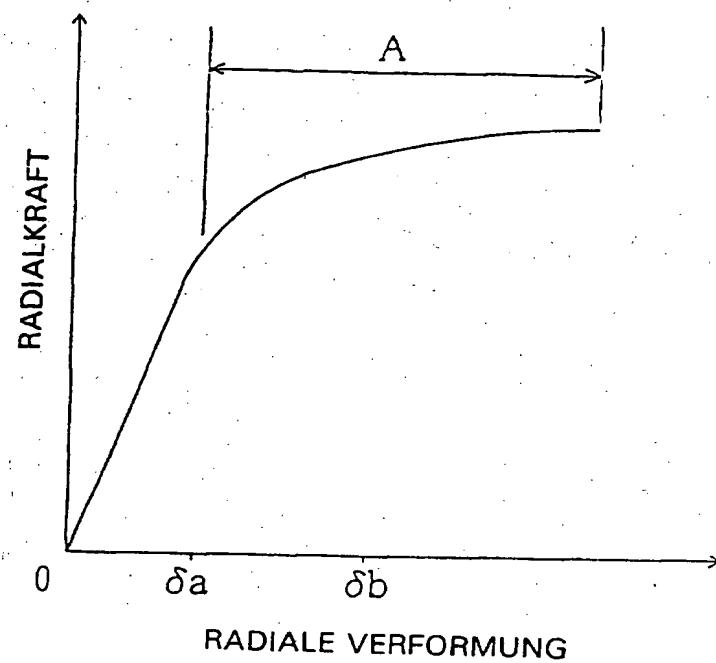


Fig. 8



18.08.01.

Fig. 9

